



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenl gungsschrift**  
⑩ **DE 100 24 191 A 1**

⑤1 Int. Cl.7:  
**F 16 H 41/04**  
F 16 H 45/02

22141 U.S. PTO  
**10/773657**



020604

②1 Aktenzeichen: 100 24 191.3  
②2 Anmeldetag: 17. 5. 2000  
④3 Offenlegungstag: 30. 11. 2000

DE 100 24 191 A 1

⑥6 Innere Priorität:  
199 23 561. 9 21. 05. 1999

⑦1 Anmelder:  
LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815  
Bühl, DE

⑦2 Erfinder:  
Reik, Wolfgang, Dr., 77815 Bühl, DE; Kozarekar,  
Shailesh, Farmington Hills, Mich., US; Maucher,  
Edmund, Wooster, Ohio, US; Brees, William,  
Wooster, Ohio, US

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

- ⑤4 Drehmomentübertragungseinrichtung  
⑤7 Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungs-  
einrichtung mit einem Drehmomentwandler oder einer  
Flüssigkeitskupplung.

DE 100 24 191 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, mit einer Flüssigkeitskupplung wie Föttinger-Kupplung oder einem Drehmomentwandler, zumindest bestehend aus wenigstens einem mit einer Antriebswelle einer Antriebseinheit drehfest verbindbaren Pumpenrad, wenigstens einem drehfest mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens einem zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad, einem zumindest das Pumpen- und Turbinenrad aufnehmenden Gehäuse und wenigstens einem zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer.

Derartige Drehmomentübertragungseinrichtungen sind insbesondere für Stufenautomatikgetriebe bekannt und die Aufgabe der Erfindung ist die Verbesserung derartiger Einrichtungen, insbesondere die Verbesserung deren Dämpfungswirkung. Außerdem soll ein verbessertes Dämpfungskonzept kostengünstig und einfach herstellbar sein. Die Ansteuerung von Schaltelementen soll einfach und kompatibel mit den Drehmomentübertragungseinrichtungen nach dem Stand der Technik sein.

Die Aufgabe wird durch eine Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, mit einer Flüssigkeitskupplung wie Föttinger-Kupplung oder einem Drehmomentwandler, zumindest bestehend aus wenigstens einem mit einer Antriebswelle einer Antriebseinheit drehfest verbindbaren Pumpenrad, wenigstens einem drehfest mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens einem zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad, einem zumindest das Pumpen- und Turbinenrad aufnehmenden Gehäuse und wenigstens einem zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer gelöst, bei der zumindest ein Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und dem Pumpenrad angeordnet ist.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann das Pumpenrad relativ gegen das Gehäuse verdrehbar sein.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann der Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad angeordnet sein.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann der Torsionsschwingungsdämpfer innerhalb des Gehäuses angeordnet sein.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann der Torsionsschwingungsdämpfer axial zwischen dem Turbinenrad und einer der Antriebseinheit zugewandten Wand des Gehäuses angeordnet sein.

Weiterhin kann bei der erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung der Torsionsschwingungsdämpfer unmittelbar radial innerhalb eines Außenumfanges des Gehäuses angeordnet sein und es kann zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad eine schaltbare Überbrückungskupplung wirksam sein, die zwischen einer Schale des Pumpenrads und dem Gehäuse wirksam sein kann. Weiterhin kann die Überbrückungskupplung durch einen mit dem Gehäuse drehfest und axial verlagerbaren Kolben, der mit einem Bauteil des Pumpenrads in Reibingriff bringbar ist, gebildet werden.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann eine schaltbare Wandlerüberbrückungskupplung zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam sein. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung kann weiterhin der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam ist.

Bei der Drehmomentübertragungseinrichtung kann das Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers direkt mit dem Gehäuse verbunden oder aus diesem gebildet ist. Das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers kann aus einem Flanschteil gebildet sein, das eine Reibeingriffsfläche für den Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung bildet. Hierbei kann das Flanschteil zur Ausbildung einer konischen Reibeingriffsfläche am Innenumfang konisch nach radial außen umgeformt sein. In einem weiteren Ausgestaltungsbeispiel kann das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers direkt aus einem axialen Ansatz des Pumpenrads, vorzugsweise an dessen Außenumfang, gebildet sein. Weiterhin kann an dem Ansatz nach radial innen ein Ringflansch zur Ausbildung des Reibeingriffs mit dem Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung vorgesehen sein. Weiterhin kann der Ringflansch konisch nach radial innen ausgerichtet ist.

Nach dem erfinderischen Gedanken können zur Ausbildung des Reibeingriffs auf dem Kolben oder an der Kontaktfläche des Kolbens am Gehäuse Reibbeläge vorgesehen sein.

Zur Verbesserung des Schwingungsverhaltens kann das Gehäuse eine primäre Schwungmasse bilden, die entgegen der Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers gegen eine zumindest durch das Pumpenrad gebildete sekundäre Schwungmasse relativ verdrehbar ist. Hierbei kann die sekundäre Schwungmasse bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung zumindest durch die Masse des Turbinenrads ergänzt werden.

Der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer kann zumindest in Umfangsrichtung wirksame, über den Umfang verteilte Energiespeicher aufweisen, die kurze Schraubendruckfedern sein können, die vorzugsweise radial innerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads angeordnet sind oder die aus vorzugsweise auf annähernd den Montageumfang vorgebogene Schraubendfedern gebildet sein können, die sich bezüglich ihrer Länge verglichen mit dem Montageumfangsradius über eine vergleichbaren oder größeren Kreisbogen erstrecken und radial außerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads, vorzugsweise unmittelbar innerhalb des Außenumfanges des Gehäuses untergebracht sind.

Die Erfindung wird anhand der in den Fig. 1 bis 8 gezeigten Teilschnitte von Ausführungsbeispielen der erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung näher erläutert.

Fig. 1 zeigt eine Einrichtung 1' mit einem Gehäuse 2', das aus der der nicht näher dargestellten Antriebseinheit zugewandten Schale 2, die mittels eines nicht näher dargestellten, an sich bekannten Antriebsblechs vorzugsweise radial außen mit der Antriebswelle der Antriebseinheit wie Brennkraftmaschine verbunden ist, und der der Antriebseinheit abgewandten Schale 3 gebildet ist. Die beiden Schalen 2, 3 sind hierzu an ihrem Außenumfang dicht miteinander verbunden, beispielsweise verschweißt, mittels eines sich axial erstreckenden Zapfens 1, der angeschweißt oder angeformt sein kann, in einer entsprechenden Ausnehmung der Kurbelwelle zentriert und auf dem Getriebestumpf 15 des Getriebegehäuses mittels eines Gleitlagerrings 16 verdrehbar gelagert.

In dem Gehäuse 2' sind das Pumpenrad 7, das Turbinenrad 10 und das Leitrad 12 sowie der Kolben 6 und der Torsionsschwingungsdämpfer 30 untergebracht. Das Leitrad 12 ist mittels des Freilaufs 13 auf dem Getriebestumpf 15 in eine Richtung drehfest und die andere Richtung verdrehbar gelagert. Auf einer axial ausgebildeten Schulter des Leitrads 12 ist mittels eines Lagers 21 das Pumpenrad verdrehbar aufgenommen und axial mittels des Anschlagsrings 17 vom

Gehäuse 2' beabstandet.

Das Turbinenrad 10 ist mittels Nieten auf dem mit der Getriebeeingangswelle 14 verzahnten und daher dreh-schlüssig und axial verlagerbar auf dieser gelagerten Nabenflansch 11 drehschlüssig verbunden, wobei der Nabenflansch 11 gegen den Gehäusestumpf 15 mittels des Dichtrings 25 abgedichtet und mittels der Anschlagringe 18, 19, 20 vom Leitrad 12 beziehungsweise von der Schale 2 und den Kolben 6 axial beabstandet ist. Auf einer sich axial erstreckenden Schulter ist an der der Schale 2 zugewandten Seite des Nabenflansches 11 ein Kolben 6 axial verlagerbar aufgenommen und gegen den Nabenflansch mittels der Dichtung 20 abgedichtet. Der Kolben 6 ist mittels der Blattfedern 22 dreh-schlüssig und axial nachgiebig mit dem Nabenflansch 11 verbunden, die eine in Umfangsrichtung wirkende Kraft von dem Kolben 6 auf den Nabenflansch 11 übertragen und gegen diesen mittels der Dichtung 24 abgedichtet. Der Kolben 6 weist radial außen Reibbeläge 31 auf, die bei einer Axialverlagerung des Kolbens 6 einen Reibschluß mit einem Ringflansch 8 bilden, der mit einem axialen Ansatz 7a des Pumpenrads 7 fest verbunden, beispielsweise verschweißt ist. Der Ringflansch 8 kann – wie in diesem Ausführungsbeispiel gezeigt – gegenüber der Drehachse der Einrichtung 1' konisch ange-stellt sein, so daß in Verbindung mit dem entsprechend geformten Kolben 6 eine konische Wandlerüberbrückungs-kupplung 32 gebildet wird. Die Wandlerüberbrückungs-kupplung 32 leitet das von der Antriebseinheit in das Ge-häuse 2' eingeleitete Drehmoment direkt über den Kolben 6 und die Blattfedern 22 in den Nabenflansch 11 und dadurch in die Getriebeeingangswelle 14 ein und überbrückt dadurch den Übertragungsweg vom Gehäuse 2' über den Torsions-schwingungsdämpfer 30 auf das Pumpenrad 7 und von dort über das Turbinenrad 10 und den Nabenflansch 11 in die Ge-triebeeingangswelle 14.

Der Torsionsschwingungsdämpfer 30 ist direkt an der Innenseite des Außenumfangs der Gehäuseschale 2 angeordnet und wird von vorzugsweise ineinandergeschachtelten Bogenfedern 5 gebildet, wobei vorzugsweise zwei über den Umfang verteilte und sich annähernd über den halben Um-fang erstreckende Bogenfedern 5 die in Umfangsrichtung wirksamen Energiespeicher bilden. Dabei werden die Ener-giespeicher 5 an einem umfangeitigen Ende von nicht näher dargestellten Beaufschlagungseinrichtungen, die mit der Schale 2 verbunden oder aus dieser geformt sind, und am anderen Ende durch den axial erweiterten Ansatz des Pum-penrads 7 beaufschlagt, wobei sich die Energiespeicher 5 unter Fliehkraftwirkung an der Verschleißschuttschale 9 radial abstützen und damit ein Torsionsschwingungsdämp-fer 30 mit den typischen an sich bekannten Eigenschaften gebildet wird. Der Torsionsschwingungsdämpfer 30 ist da-bei für beide Kraftflüsse, bei geschlossener und bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 32 wirksam.

Die Anordnung eines Torsionsschwingungsdämpfers 30 in der erfindungsgemäßen Weise bietet dabei den Vorteil eines Zweimassenschwungeffekts mit einer primären Schwungmasse, die durch das Gehäuse 2' gebildet wird, und einer sekundären Schwungmasse, die durch im Falle der ge-öffneten Wandlerüberbrückungskupplung 32 durch das Pumpenrad 7 gebildet wird. Der Effekt des Zweimassen-schwungeffekts wird bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung 32 noch vergrößert, indem die Masse bezie-hungsweise das Massenträgheitsmoment des Turbinenrads 10 zugeschaltet wird.

Ein zusätzlicher Vorteil kann nach dem erfinderischen Gedanken eine Trägheitsmasse 50 sein, die an der Innenseite der Schaufeln 7b des Pumpenrads vorgesehen ist und in die-ser Weise für jede Ausführungsform einer Drehmoment-übertragungseinrichtung wie Drehmomentwandler oder

Flüssigkeitskupplung vorteilhaft sein kann. Die Trägheits-masse 51 kann direkt an die Schaufeln 7b angebracht sein. Weiterhin kann die Trägheitsmasse 51 aus Segmenten beste-hen, die über den Umfang verteilt an eine Mehrzahl, vor-zugsweise alle Schaufeln 7b angebracht werden, im das Trägheitsmoment des Pumpenrads 7 zu erhöhen und damit den Schwingungseinfluß, beispielsweise von Torsions-schwingungen positiv zu beeinflussen. Besonders vorteil-haft kann eine – hier gezeigte – Anordnung der Trägheits-masse 51 in Tilgerform sein, bei der die Trägheitsmasse 51 entgegen der Wirkung von in Umgangsrichtung wirksamen Energiespeichern 50 relativ gegen die Befestigungsvorrich-tung 51 zur Befestigung der Trägheits- oder Tilgermasse 51 an dem Pumpenrad und damit gegen das Pumpenrad 7 ver-drehbar ist. Die Energiespeicher 50 werden dabei entgegen ihrer Wirkungsrichtung auf der einen Seite von Beaufschla-gungseinrichtungen 51a der Tilgermasse 51 und von Beauf-schlagungseinrichtungen 51b des Pumpenrads beaufschlagt. Es versteht sich, daß eine derartige Ausgestaltung von Träg-heitsmassen oder Tilgern für alle Wandler und Flüssigkeits-kupplungen vorteilhaft sein kann.

Die Wandlerüberbrückungskupplung 32 wird von den über die Druckmediumszuführungen 41, 42 eingestellten Mediumsdrücken angesteuert, indem der Kolben 6 in Ab-hängigkeit von diesen axial verlagert und gegebenenfalls mit dem Ringflansch 8 zur Bildung eines Reibeingriffs ver-spannt wird. Hierzu sind in der Einrichtung 1 zwei Kam-meren 33, 34 vorgesehen, die von über die Druckmediumszu-führungen 41, 42 zugeführtem Druckmedium mit Druck beaufschlagt werden. Dabei wird in Abhängigkeit vom ge-wünschten Kupplungszustand jeweils eine der Zuführungen 41, 42 mit Druck beaufschlagt und die andere dient als Ab-lauf für das Druckmedium, das vorzugsweise ATF ist. Bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 32 wird das Druckmedium 41 in die Kammer 33 und von dort in die Kammer 34 zum Ablauf 42 geleitet. Zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung 32 wird der Druckmedi-umsfluß umgekehrt und über die Zuleitung 42 in die Kam-mer 34 eingeleitet. Durch den sich gegenüber der Kammer 33 ausbildenden Überdruck wird der Kolben 6 axial verla-gert und gegen den Ringflansch 8 zur Ausbildung des Rei-beingriffs gedrückt. Durch in den Reibbelägen 31 vorgese-hene Kühlnuten und gegebenenfalls durch die Kammern 33, 34 verbindende Öffnungen des Torsionsschwingungsdämp-fers dringendes Druckmedium wird über die Leitung 41 ab-geleitet. Die Anschlagringe 16, 20 sind durch Nuten und/oder Poren für Druckmedium durchlässig.

Fig. 2 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Einrichtung 100, das in Ausführung und Funktionsweise dem Ausführungsbeispiel einer Einrichtung 1' der Fig. 1 mit nachfol-gend beschriebenen Unterschieden entspricht.

Der Torsionsschwingungsdämpfer 130 ist radial inner-halb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads 110 angeordnet und weist eine Mehrzahl, vorzugsweise vier bis zehn über den Umfang verteilte kurze Energiespeicher wie Schraubendruckfedern 105 auf. Das Eingangsteil des Dämpfers 130 ist durch ein radial innen mittels einer Ver-zahnung 135a mit einer mit der Gehäuseschale 102 verbun-denen Nabe 101 drehschlüssig verbundenen Flanschteil 135, das Ausgangsteil 136 aus einem Flanschteil 136, das an seinem Außenumfang zu einem axialen Ansatz umgeformt und mit dem axialen Ansatz 107a des Pumpenrads 107 dreh-fest verbunden wie verschweißt ist.

Der Kolben 108 ist axial verschiebbar mittels einer Stirn-verzahnung 108a in ein Flanschteil 111a drehschlüssig ein-gehängt, das fest mit dem Nabenflansch 111 verbunden ist, so daß der Kolben 108 bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung das von dem Gehäuse eingetragene Dreh-

moment mittels des Flanschteils 111a an den Nabenflansch 111 leitet. Der Reibbelag 131 ist in diesem Ausführungsbeispiel gehäuse- beziehungsweise dämpferseitig und an einem radial verlaufenden Bereich des Ausgangsteils 136. Zur Beabstandung von Eingangsteil 135 und Ausgangsteil 136 ist ein axial wirksamer Energiespeicher 138 vorgesehen, der gleichzeitig ein Reibmoment bei Relativverdrehung der beiden Teile gegeneinander erzeugen kann.

Fig. 3 zeigt ein gegenüber der Einrichtung 1' der Fig. 1 ähnliches Ausführungsbeispiel einer Einrichtung 200, bei der Bereich des Torsionsschwingungsdämpfers 230 und der Wandlerüberbrückungskupplung 232 verändert ist.

Das Eingangsteil 205 des Dämpfers 230 ist mit der Schale 202 des Gehäuses 202' fest verbunden, beispielsweise verschweißt und nach radial außen die Energiespeicher 205a radial umgreifend zur Bildung eines einseitig offenen Ringraums zur Aufnahme der Energiespeicher 205a geführt. In eine offene Seite des Ausgangsteils 205, das die Energiespeicher, die in dem gezeigten Ausführungsbeispiel Bogenfedern 205a sind, an einem Umfangsende beaufschlagt, greift ein im Querschnitt L-förmiges Flanschteil 206 mit einem Schenkel als Ausgangsteil des Dämpfers 230 ein und beaufschlagt die Energiespeicher 205a am anderen Umfangsende. Der andere Schenkel des Flanschteils 206 ist nach radial innen gerichtet und weist die Reibbeläge 231 für den Reibeingriff mit dem axial verlagerbaren Kolben 208 der Wandlerüberbrückungskupplung 232 auf. Das Flanschteil 206 ist mit dem axial erweiterten Ansatz 207a des Pumpenrads 207 fest verbunden, beispielsweise verschweißt.

Der Kolben 208 ist mit dem Nabenflansch 211 mittels eines Flanschteils 209, das mittels über den Umfang verteilter Nieten 209a fest an dem Kolben 208 befestigt ist, dreh-schlüssig verbunden, wobei die Einheit aus Kolben 208 und Flanschteil 209 gegenüber dem Nabenflansch 211 mittels der Verzahnung 211a axial verlagerbar ist. Der Kolben 208 kann dabei axial zwischen den Anschlägen 220, 219 bewegt werden.

Fig. 4 zeigt ein mit der Einheit 1' ähnliches Ausführungsbeispiel einer Einrichtung 300 insbesondere mit Änderungen im Bereich der Wandlerüberbrückungskupplung 332 und der Möglichkeit das Pumpenrad 307 vollständig von dem Gehäuse 302' abzukoppeln, während das Pumpenrad 307 der Fig. 1 lediglich im Arbeitsbereich des Dämpfers 30 relativ gegenüber dem Gehäuse 302' verdrehbar ist. Die Abkoppelung des Gehäuses 302' von dem Pumpenrad 307 erfolgt über eine Axialverlagerung des Pumpenrads 307, indem beide Zuleitungen 341, 342 druckfrei geschaltet werden oder indem beide Zuleitungen 341, 342 mit Druck beaufschlagt werden. Dadurch sind die Reibeingriffe auf die Reibbeläge 331a, 331b, 335 aufgehoben. Dadurch wird ein zwischen dem Gehäuseteil 303 und dem Pumpenrad 307 bestehender Reibschluß mittels am Gehäuse oder am Pumpenrad vorgesehener Reibbeläge 335 aufgehoben. Ebenfalls dadurch wird ein gegebenenfalls an der Wandlerüberbrückungskupplung 332 bestehender Reibschluß ebenfalls gelöst und das Gehäuse 302' kann frei gegen das Pumpenrad verdreht werden, wodurch beispielsweise im Leerlauf eine ökonomisch vorteilhafte Betriebsweise ohne die Schleppmomente des Pumpenrads 307 möglich ist.

Der Dämpfer 330 entspricht dem Dämpfer 32 der Fig. 1 im wesentlichen mit dem Unterschied, daß die Gehäuseschale 302 zur Optimierung einer radial äußeren Positionierung der Energiespeicher 305 radial ausgeformt ist und das Ausgangsteil 306 des Dämpfers 330 radial nach innen gezogen und an dessen Innenumfang nach radial außen zur Bildung eines beidseitig mit Reibbelägen 331a, 331b versehenen konusförmigen Flanschteils umgeformt ist, die auf der einen Seite einen Reibeingriff mit dem axial verlagerbaren

Kolben 308 und auf der anderen Seite mit einem Ringflansch 307b, der mit dem axialen Ansatz 307a des Pumpenrads 307 fest verbunden, beispielsweise verschweißt ist.

Im Überbrückungsbetrieb wird die Zuleitung 342 und damit der Druckraum 334 sowie der Druckraum 326 über die Bohrung 325 mit Druck beaufschlagt und die Leitung 342 dient als Ablauf. Der Mediumsdruck drückt den Kolben 308 an das Ausgangsteil 306, wobei die Reibbeläge 331a, 331b mit zwischen dem Kolben 308 und dem Ringflansch 307b verspannt werden und das Pumpenrad 307 axial in Richtung Gehäusewand 302 ausgelenkt, wodurch der Reibschluß des Reibbelags 335 zwischen dem Gehäuse 302' und dem Pumpenrad 307 aufgehoben wird und der Dämpfer 330 wirksam ist.

Im Wandlerbetrieb wird die Zuleitung 341 mit Medium beaufschlagt und die Leitung 341 dient als Abfluß. Der Kolben 308 wird axial in Richtung Turbinenrad 310 verlagert und hebt den Reibschluß der Reibbeläge 331a, 331b auf. Gleichzeitig wird das Pumpenrad axial in Richtung Gehäuseschale 303 verlagert und bildet mit dieser einen Reibschluß. Die Dämpfung von Torsionsschwingungen erfolgt in diesem Fall ausschließlich über das Wandlermedium, da der Dämpfer 330 kurzgeschlossen ist. In weiteren Ausführungsbeispielen kann es vorteilhaft sein, zur Verbesserung der Dämpfungseigenschaften in den gezeigten Ausführungsbeispielen der vorliegenden Anmeldung zusätzlich einen sogenannten Turbinendämpfer, der zwischen der Getriebeeingangswelle und dem Turbinenrad beziehungsweise der Wandlerüberbrückungskupplung wirksam ist, vorzusehen.

Fig. 5 zeigt eine der in Fig. 4 gezeigten Einrichtung 300 ähnliche Einrichtung 400 mit einer veränderten Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung 432 und einer Lagerung des Gehäuses 402' und des Pumpenrads 407.

Im Unterschied zu dem Ausgangsteil 306 der Fig. 4 ist das Ausgangsteil 406 des Dämpfers 430 axial vom Dämpfer 430 wegweisend ausgestaltet und anschließend unter Ausbildung eines Flanschteils zur Ausbildung einer konusförmigen Wandlerüberbrückungskupplung 432 umgeformt, das heißt, das Ausgangsteil 406 bildet im Gegensatz zu dem Ausgangsteil 306 der Fig. 4 die Anpreßplatte 406 mit den Reibbelägen 431a, 431b zur Bildung des Reibeingriffs mit dem Ringflansch 407b und dem Kolben 408 von radial außen nach innen. Der Kolben 408 ist axial elastisch ausgebildet und dreh-schlüssig mit dem Nabenflansch 411 verbunden.

Das Gehäuse 402' mit der Gehäuseschale 403 ist mittels des Wandlerhalses 404 verdrehbar auf dem Getriebestumpf 415 gelagert. Die Gehäuseschale 403 weist zur Zentrierung auf diesem einen axialen Ansatz 403a auf und ist mit dem Wandlerhals 404 fest verbunden, beispielsweise verschweißt. Auf der Außenseite des Ansatzes 403a ist unter Zwischenlegung eines Gleitlings 420 das Pumpenrad 407 axial verschiebbar gelagert, das hierzu am Innenumfang ebenfalls einen axialen Ansatz 407c aufweist. Das Leitrad 414 ist gegen den Wandlerhals 404 mittels des Lagers 421 axial und verdrehbar beabstandet.

Fig. 6 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Drehmomentübertragungseinrichtung 500, die bezüglich der Funktion den Einrichtungen 300, 400 der Fig. 4, 5 ähnlich ist und eine andere Ausgestaltung der Druckführung und der Wandlerüberbrückungskupplung 532 und der Kupplung 555 zur schaltbaren Ankopplung des Pumpenrads 507 an das Gehäuse 502' aufweist.

Die Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfers 530 erfolgt in analoger Weise zu dem Dämpfer 130 der Fig. 2. Die Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung 532 ist mit der Fig. 2 identisch mit dem Unterschied, daß

durch Einführung der Kupplung 555 folgende Änderungen vorteilhaft sind.

Der Dämpfer 530 ist von dem mit dem Pumpenrad 507 fest verbundenen, das Turbinenrad 510 radial umgreifenden Flanschteil 507a trennbar, wobei das Ausgangsteil 530a des Dämpfers 530 radial über die Nieten 505 mit einem Flanschteil 536 erweitert ist, das die Reibbeläge 531a, 531b für den Reibschluß mit dem Kolben 506 und das Flanschteil 507a aufweist. Axial zwischen dem Gehäuseteil 502 und dem Dämpfer 530 ist der axiale verlagerbare Kolben 545 angeordnet, der radial innen mittels der Dichtung 525 und radial außen mittels der Dichtung 528 eine Kammer 533 von der Wandlerkammer 534 abtrennt und bei entsprechender Axialverlagerung einen Reibschluß zwischen dem Gehäuse 502' und dem Pumpenrad 507 mittels des Reibbelags 585 bilden kann und damit das Gehäuse 502' und das Pumpenrad 507 trennen und verbinden kann. Hierzu ist der Kolben 545 mittels der in Umfangsrichtung zur Übertragung von Drehmoment vorgesehenen, über den Umfang verteilten Blattfedern 553 dreh-schlüssig mit dem Eingangsteil 535 des Dämpfers 530 verbunden, das wiederum dreh-schlüssig mit dem Gehäuse 502' über die Nabe 501 verbunden ist.

Es ergeben sich daraus drei Betriebsmodi, die mittels der Druckleitungen 541, 542, 543 angesteuert werden. Der Leerlaufmodus trennt das Gehäuse 502' vom Pumpenrad 507. Hierzu sind alle Zuleitungen 541, 542, 543 drucklos oder mit gleichem Druck beaufschlagt, wodurch kein Reibbelag 531a, 531b, 585 ein Reibmoment übertragen kann und die Kupplung 555 ausgerückt ist.

Im Wandlermodus wird durch die Hohlbohrung als Leitung 543 der Getriebeeingangswelle 514 und die Zuleitung 501a die Kammer 533 mit einem gegenüber der Kammer 534 höheren Druck beaufschlagt, so daß der Kolben 545 gegen das Flanschteil 507a gedrückt und die Kupplung 555 geschlossen wird. Die Kammer 534 wird über die Leitung 541 oder 542 mit Wandlermedium gefüllt, die verbleibende Leitung dient als Ablauf. Der Druck in Kammer 534 wird so niedrig gewählt, daß der Kolben 506 noch keinen Reibschluß mit den Reibbelägen 531a, 531b bildet.

Im Überbrückungsmodus wird der Druck in der Kammer 543 erhöht, so daß der Kolben 506 das Flanschteil 507a mit dem Dämpfer 530 verspannt, wodurch das Pumpenrad 507 überbrückt und das Drehmoment direkt in den Nabenflansch 511 und damit in die Getriebeeingangswelle 514 eingeleitet wird. Zwischen den Kammern 534, 533 liegt nach wie vor ein Differenzdruck an, der die Kupplung 555 geschlossen hält.

Fig. 7 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers 600 im Teilschnitt, der den Ausführungsbeispielen der Fig. 1 bis 6 ähnlich ist. Zur Bildung einer axial flexiblen und dreh-schlüssigen Verbindung zwischen der – nicht dargestellten – Kurbelwelle der Antriebseinheit weist der Drehmomentwandler 600 ein Antriebsblech 601a auf, das mittels Verschraubungsbolzen 601b mit dem Gehäuse 602' verbunden ist. Das aus den Gehäuseteilen 602 und 603 gebildete Gehäuse 602' nimmt in sich das gegen das Gehäuse 602' verdrehbare Pumpenrad 607, das auf der Eingangswelle 614 über die Nabe 611 drehfest aufgenommene Turbinenrad 610, das Leitrad 612, den Torsionsschwingungsdämpfer 630 sowie die Wandlerüberbrückungskupplung 632 auf.

Das Getriebegehäuse 602' ist in Richtung Getriebeseite am Innenumfang mit einem rohrrflanschartigen Gehäusestumpf 604 versehen, an dem das Gehäuse 602' am Getriebegehäuse 600a mittels eines Wälzlagers oder Gleitlagers 600b verdrehbar aufgenommen ist und nach außen zur Kupplungsglocke hin mittels der Dichtung 600c zwischen dem Gehäusestumpf 604 und dem Getriebegehäuse 600a

abgedichtet ist. Der im Kraftfluss zwischen dem Pumpenrad 607 und dem Gehäuse 602' wirksame Torsionsschwingungsdämpfer 630 weist ein mit dem Pumpenrad 607 fest verbundenes, radial außerhalb des Turbinenrads 610 mit diesem verbundenes, beispielsweise verschweißtes Ausgangsteil 636 auf, an dessen Außenumfang zur Bildung der Verbindung mit dem Pumpenrad 607 ein axial angeformter Ansatz 636a vorgesehen ist. Das Pumpenrad 607 ist zur Bildung dieser Verbindung ebenfalls axial über das Turbinenrad 610 hinaus mittels des Ansatzes 607a erweitert. Die beiden Ansätze 636a, 607a können miteinander stumpf oder überlappend verschweißt sein oder mittels eines an sich bekannten Formschlusses miteinander drehfest und axial fest verbunden sein.

Das Eingangsteil 635 des Torsionsschwingungsdämpfers 630 ist durch die beiden, das Ausgangsteil 636 axial umgebenden Scheibenteile 635a, 635b gebildet, die miteinander in entsprechend ausgesparten – nicht dargestellten – Fenstern des Ausgangsteils 636 miteinander verbunden, beispielsweise vernietet sind. Die Vernietung kann radial außerhalb oder radial innerhalb der Energiespeicher 605 erfolgen. Das dem Gehäuseteil 602 zugewandte Scheibenteil 635a des Eingangsteils 635 ist mittels einer Verbindung wie Blattfedern 635c, die mit dem Scheibenteil 635a verbunden, wie vernietet sein können, mit diesem drehfest verbunden, wobei die anderen, vom Scheibenteil 635a wegweisenden Enden der Blattfedern 635c mit dem Gehäuseteil 602 fest verbunden, beispielsweise vernietet sind und die Vernietung mittels aus dem Gehäuseteil 602 ausgeprägter Nietwarzen, die in entsprechende Öffnungen der Blattfedern 635c eingreifen, gebildet sein kann. Vorteilhafterweise können die Blattfedern 635c radial zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung 632 und den Energiespeichern 605 angeordnet sein oder in speziellen Ausgestaltungsbeispielen radial innerhalb der Energiespeicher 605 angeordnet sein. Im dargestellten Ausführungsbeispiel sind Eingangsteil 635 und Ausgangsteil 636 des Torsionsschwingungsdämpfers 630 mit einer Reibeinrichtung 638 versehen, wobei zur Aufnahme und Abstützung der Reibscheibe 638a nach radial außen die gleichzeitig als Gleitlagerung der Teile 635, 636 dienen kann, ein Scheibenteil – hier das Scheibenteil 635a – an seinem Außenumfang axial umgeformt ist. Die beiden Scheibenteile 635a, 635b sind mittels des axial wirksamen Energiespeichers 638b beabstandet. Die Energiespeicher 605 sind gleichmäßig über den Umfang verteilt und können aus radial ineinander geschachtelten Schraubenfedern 605a, 605b gebildet sein, die so in fensterförmigen Ausnehmungen 635a', 635b', 636' der Teile 635, 636 aufgenommen sind, daß bei einer Relativverdrehung des Eingangsteils 635 gegenüber dem Ausgangsteil 636 die Energiespeicher 605 in Umfangsrichtung mit dem vorgesehenen Verdrehspiel beaufschlagt werden und in Verbindung mit der Reibeinrichtung 638 eine Dämpfungseinrichtung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen bilden. Der maximale Verdrehwinkel von Ausgangsteil 636 und Eingangsteil 635 kann durch – nicht dargestellte – Anschläge oder durch eine Blockbildung der Energiespeicher 605 erfolgen. Die Ausdehnung der Ausnehmungen 635a', 635b', 636' in Umfangsrichtung kann dabei den maximalen Verdrehwinkel vorgeben. Zur optimalen Ausnutzung des axialen Bauraums ist die Gehäusewand 602 auf der Höhe der Energiespeicher 605 axial in Richtung Motorseite, das heißt in Richtung des Antriebsblechs 601a ausgeformt.

Axial zwischen dem Ausgangsteil 635 und dem Turbinenrad 610 ist ein auf der Nabe 611 abgedichteter, verdrehbar und axialverlagerbar gegenüber dieser angeordneter Kolben 606 vorgesehen, der radial außen und innen axial umgeformt ist und an seinem äußeren Ende ein Axialprofil

606a, beispielsweise eine Verzahnung, aufweist, die einen Formschluß bildend in ein mit dem Turbinenrad 610 fest verbundenen, beispielsweise verschweißten Ringflansch 610a mit einem zum Axialprofil 606a komplementären Außenprofil 610b eingreift. Radial innerhalb des Axialprofils 606a ist über den Kolben 606 ein Reibeingriff mit einem Reibbelag 631, der an dem Ausgangsteil 636 des Torsionsschwingungsdämpfers 630 angebracht ist, zur Bildung der Wandlerüberbrückungskupplung 632, die das Pumpenrad 607 reibschlüssig mit dem Turbinenrad 610 verbindet, vorgesehen. Es versteht sich, daß der Reibbelag 631 zu diesem Zwecke auch am Kolben 606 vorgesehen sein kann.

Die Betätigung des Wandlerüberbrückungskupplung 632 erfolgt über die Axialverlagerung des Kolbens 606 mittels eines an die Verbindungen 641, 642 angelegten Druckmediumsdrucks. Soll die Wandlerüberbrückungskupplung geschlossen, d. h. eingerückt werden, wird in die Kammer 634 über die Zuleitung 642 Druckmedium mit erhöhtem Druck gepumpt, wodurch der Kolben 606 vom Turbinenrad 610 weg in Richtung Reibbelag 631 verlagert wird und dadurch einen Reibeingriff mit dem Ausgangsteil 636 und damit mit dem Gehäuse 602 gebildet. Die Wandlerüberbrückungskupplung 632 wird ausgerückt, indem ein höherer Druck an die Zuleitung 641 angelegt wird und über die Öffnung 614a dadurch Druckmedium in die Kammer 633 gepumpt wird und infolgedessen der Kolben 606 axial auf das Turbinenrad 610 zubewegt wird und dadurch der Reibeingriff mit dem Reibbelag 631 gelöst wird. Das Druckmedium wird jeweils über die nicht druckbeaufschlagte Leitung 641, 642 aus dem Drehmomentwandler 600 abgeführt.

Fig. 8 zeigt im Unterschied zu Fig. 7 einen Teilschnitt eines Drehmomentwandlers 700 mit drei Druckmediumsleitungen 741, 742, 743 und einer von zwei Kolben 706, 706a gebildeten Überbrückungskupplung 732. Die beiden Kolben 706 und 706a sind jeweils auf axial ausgebildeten Ansätzen der Nabe 711 auf unterschiedlichen Radien – vorteilhafterweise axial überlappend – axial verlagerbar aufgenommen und gegen diese abgedichtet und bilden mittels den Reibbelägen 731, 731a einen Reibeingriff mit dem radial außen um den Kolben 706 axial geführten Flanschteil 707a, das mit dem Pumpenrad 707 fest verbunden, beispielsweise verschweißt ist, wobei die Reibbeläge 731, 731a am Flanschteil 707a oder am Kolben 706 bzw. 706a befestigt sein können. Die Dämpfungseinrichtung 730 ist im wesentlichen wie die Dämpfungseinrichtung 630 der Fig. 7 ausgestaltet, wobei das Ausgangsteil 736 hierzu unterschiedlich mittels eines Außenprofils 736a wie Außenverzahnung einen Formschluß mit einem mit dem Kolben 706a vernieteten, axial ausgerichteten Flanschteil 706a' bildet und damit unter Zwischenschaltung der Torsionsschwingungsdämpfungseinrichtung 730 die Kraft von dem Gehäuseteil 702 in den Kolben 706a und im Falle eines Reibschlusses zwischen dem Flanschteil 707a und dem Kolben 706a in das Pumpenrad 707 einleitet.

Der Kolben 706 bildet einen Formschluß über das Außenprofil 706a" mit dem Turbinenrad 710 verbundenen Flanschteil 710a, so daß bei Bildung eines Reibeingriffs zwischen dem Flanschteil 707a und dem Kolben 706 der Wandler 700 überbrückt, d. h. das eingeleitete Drehmoment direkt vom Gehäuse 702 in das Turbinenrad 710 und von dort über die Nabe 711 in die Getriebeeingangswelle 714 geleitet wird. Hierbei ist Voraussetzung, daß bereits ein Reibschluß zwischen dem Kolben 706a und dem Flanschteil 707a gebildet ist.

Das in Fig. 8 gezeigte Ausführungsbeispiel 700 eines Drehmomentwandlers bietet die Möglichkeit, den Drehmomentwandler 700, beispielsweise im Leerlauf, vom Gehäuse 702 abzukoppeln. Bei Druckbeaufschlagung der Kammer 733 über die Zuleitung 741 und die Öffnung 714a

in der Getriebeeingangswelle 714 wird der Kolben 706 axial in Richtung Turbinenrad 710 verlagert und bildet einen Reibeingriff mit dem Flanschteil 707a, wodurch das Gehäuse 702 mit dem Pumpenrad 707 verbunden wird, wobei das Pumpenrad 707 das Turbinenrad 710 antreibt. In diesem Betrieb wird weiterhin ein Druckmediumsdruck, der kleiner ist als der an die Leitung 741 angelegte Druck, über die Leitung 742 und die Bohrung 711a in die Kammer 733a angelegt und damit ein Reibkontakt zwischen dem Kolben 706 und dem Flanschteil 707a unterbunden. Zur Bildung eines Reibeingriffs zwischen dem Flanschteil 707a und dem Kolben 706 zur Überbrückung des Wandlers 700 wird in die Zuleitung 743 Druckmedium gepumpt, so dass sich der Kolben 706 axial von dem Turbinenrad 710 weg verlagert und über den Reibbelag 731a ein Reibschluß mit dem Flanschteil 707a gebildet wird, so dass das Drehmoment über das Gehäuse 702 und den Reibbelag 731 in das Flanschteil 707a und von dort über den Reibbelag 731a in den Kolben 706 und von dort über den Formschluß 706a' in das Turbinenrad 710 und die Nabe 711 und von dort in die Getriebeeingangswelle 714 geleitet wird. Durch die Freischaltung beider Reibeingriffe mittels der Kolben 706 und 706a kann bei entsprechenden Betriebsmodus, beispielsweise Leerlauf im Schubbetrieb und ähnlichen Zuständen, eine besonders sparsame Betriebsweise des Drehmomentwandlers 700 erreicht werden.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilungserklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschrieben und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

#### Patentansprüche

1. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, mit einer Flüssigkeitskupplung wie Föttinger-Kupplung oder einem Drehmom-



entwandler, zumindest bestehend aus wenigstens einem mit einer Antriebswelle einer Antriebseinheit drehfest verbindbaren Pumpenrad, wenigstens einem drehfest mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges verbindbaren Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens einem zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordneten Leitrad, einem zumindest das Pumpen- und Turbinenrad aufnehmenden Gehäuse und wenigstens einem zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und dem Pumpenrad angeordnet ist.

2. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Pumpenrad relativ gegen das Gehäuse verdrehbar ist.

3. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach Anspruch 1 und/oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer im Kraftfluß zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad angeordnet ist.

4. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer innerhalb des Gehäuses angeordnet ist.

5. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer axial zwischen dem Turbinenrad und einer der Antriebseinheit zugewandten Wand des Gehäuses angeordnet ist.

6. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungsdämpfer unmittelbar radial innerhalb eines Außenumfangs des Gehäuses angeordnet ist.

7. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Gehäuse und dem Pumpenrad eine schaltbare Überbrückungskupplung wirksam ist.

8. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung zwischen einer Schale des Pumpenrads und dem Gehäuse wirksam ist.

9. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung durch einen mit dem Gehäuse drehfest und axial verlagerbar verbundenen Kolben, der mit einem Bauteil des Pumpenrads in Reibeingriff bringbar ist, gebildet wird.

10. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine schaltbare Wandlerüberbrückungskupplung zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam ist.

11. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer zwischen dem Gehäuse und der Eingangswelle wirksam ist.

12. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil des Torsi-

onsschwingungsdämpfers direkt mit dem Gehäuse verbunden oder aus diesem gebildet ist.

13. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers aus einem Flanschteil gebildet ist, das eine Reibeingriffsfläche für den Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung bildet.

14. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Flanschteil zur Ausbildung einer konischen Reibeingriffsfläche am Innenumfang konisch nach radial außen umgeformt ist.

15. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers direkt aus einem axialen Ansatz des Pumpenrads, vorzugsweise an dessen Außenumfang, gebildet ist.

16. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß an dem Ansatz nach radial innen ein Ringflansch zur Ausbildung des Reibeingriffs mit dem Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung vorgesehen ist.

17. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringflansch konisch nach radial innen ausgerichtet ist.

18. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Ausbildung des Reibeingriffs auf dem Kolben oder an der Kontaktfläche des Kolbens am Gehäuse Reibbeläge vorgesehen sind.

19. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß durch das Gehäuse eine primäre Schwungmasse gebildet wird, die entgegen der Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers gegen eine zumindest durch das Pumpenrad gebildete sekundäre Schwungmasse relativ verdrehbar ist.

20. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die sekundäre Schwungmasse bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung zumindest durch die Masse des Turbinenrads ergänzt wird.

21. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer zumindest in Umfangsrichtung wirksame, über den Umfang verteilte Energiespeicher aufweist.

22. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Energiespeicher kurze Schraubendruckfedern sind, die vorzugsweise radial innerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads angeordnet sind.

23. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Energiespeicher aus vorzugsweise auf annähernd den Montageumfang vorgebene Schraubenfedern gebildet sind, die sich bezüglich ihrer Länge verglichen mit dem Montageumfangsradius über eine vergleichbaren oder größeren Kreisbogen erstrecken und radial außerhalb der größten axialen Ausdehnung des Turbinenrads, vorzugs-

weise unmittelbar innerhalb des Außenumfangs des Gehäuses untergebracht sind.

24. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, gekennzeichnet durch ein in den Anmeldeunterlagen offenbartes Merkmal.

5

---

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

---

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65



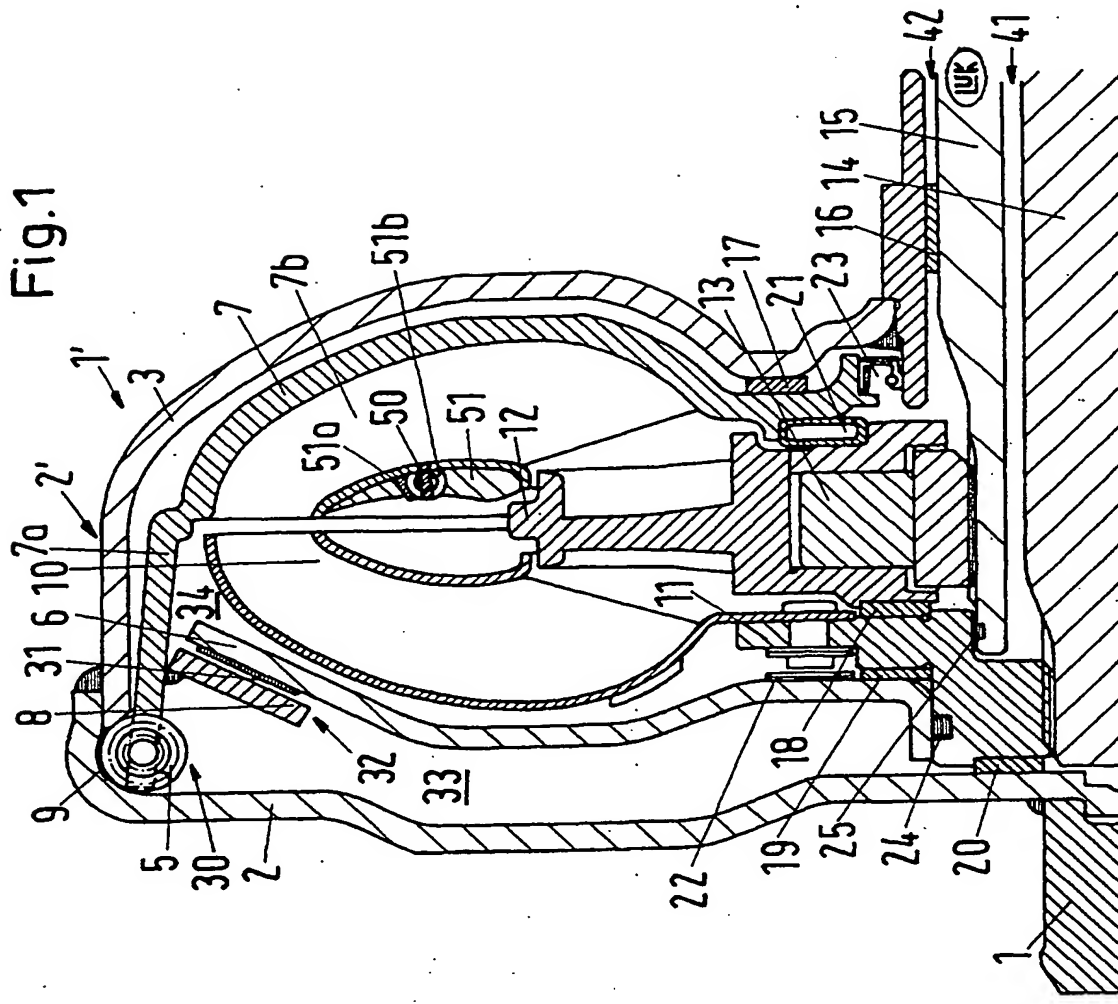


Fig.2

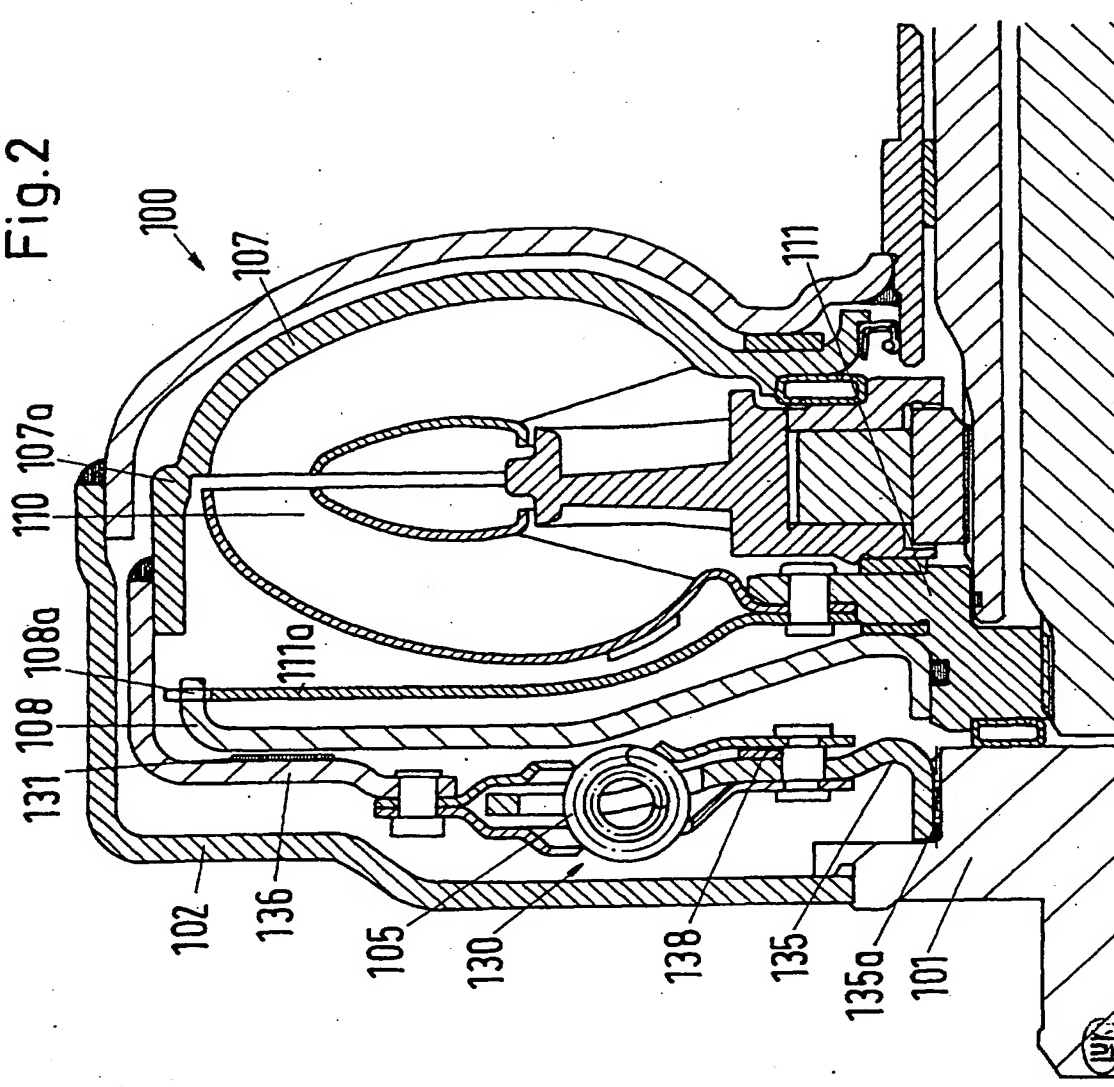


Fig.3

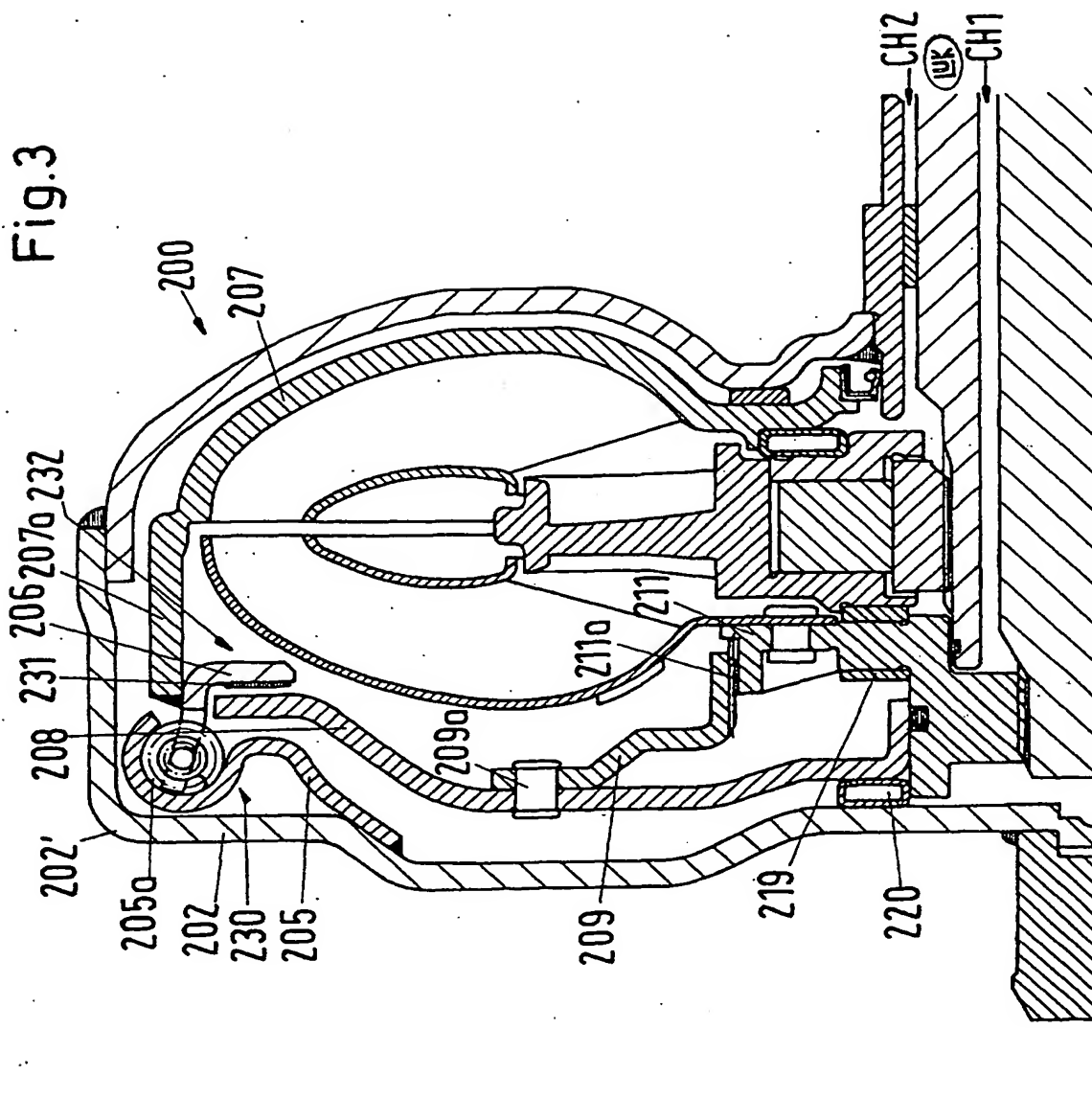
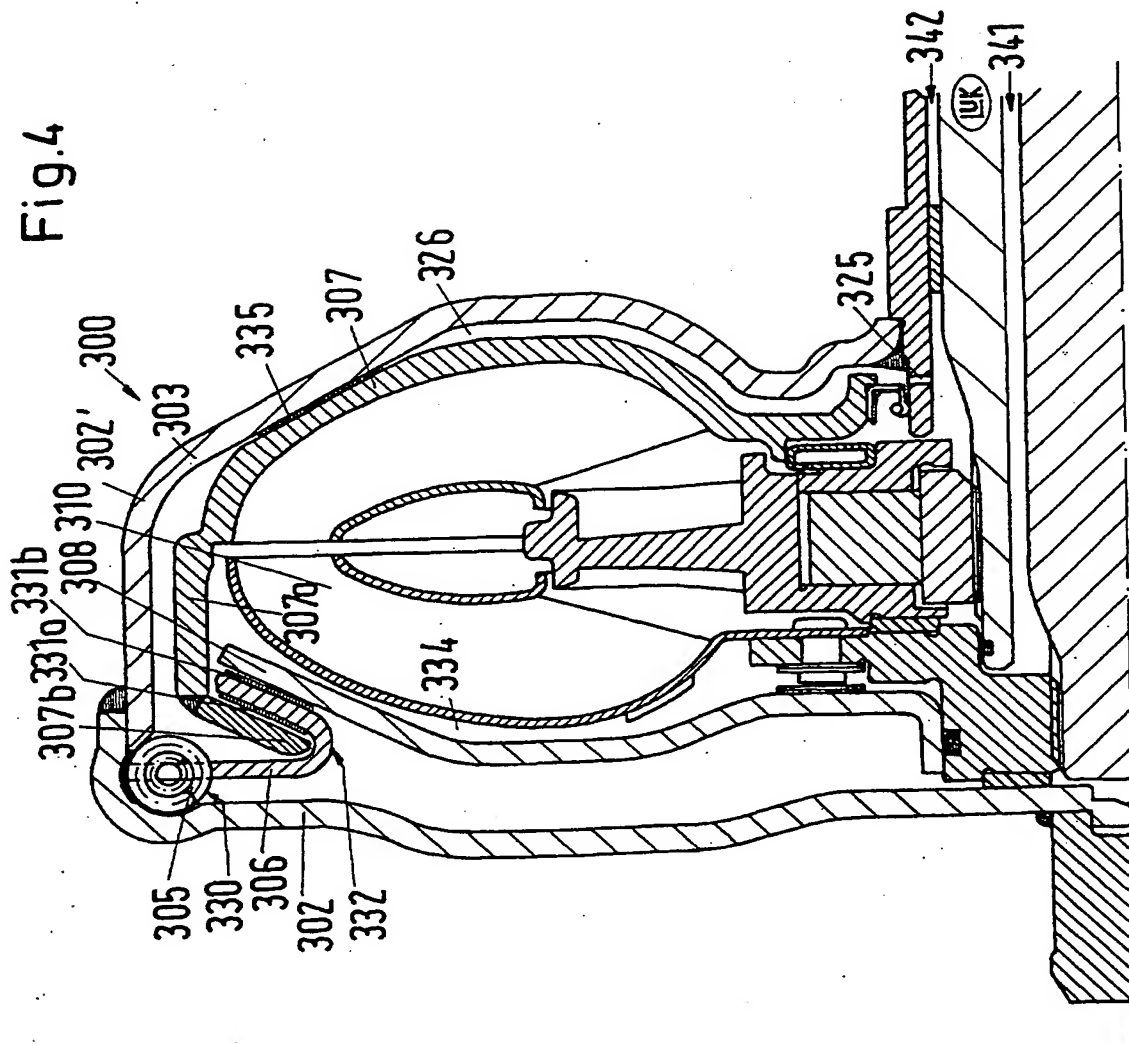


Fig.4



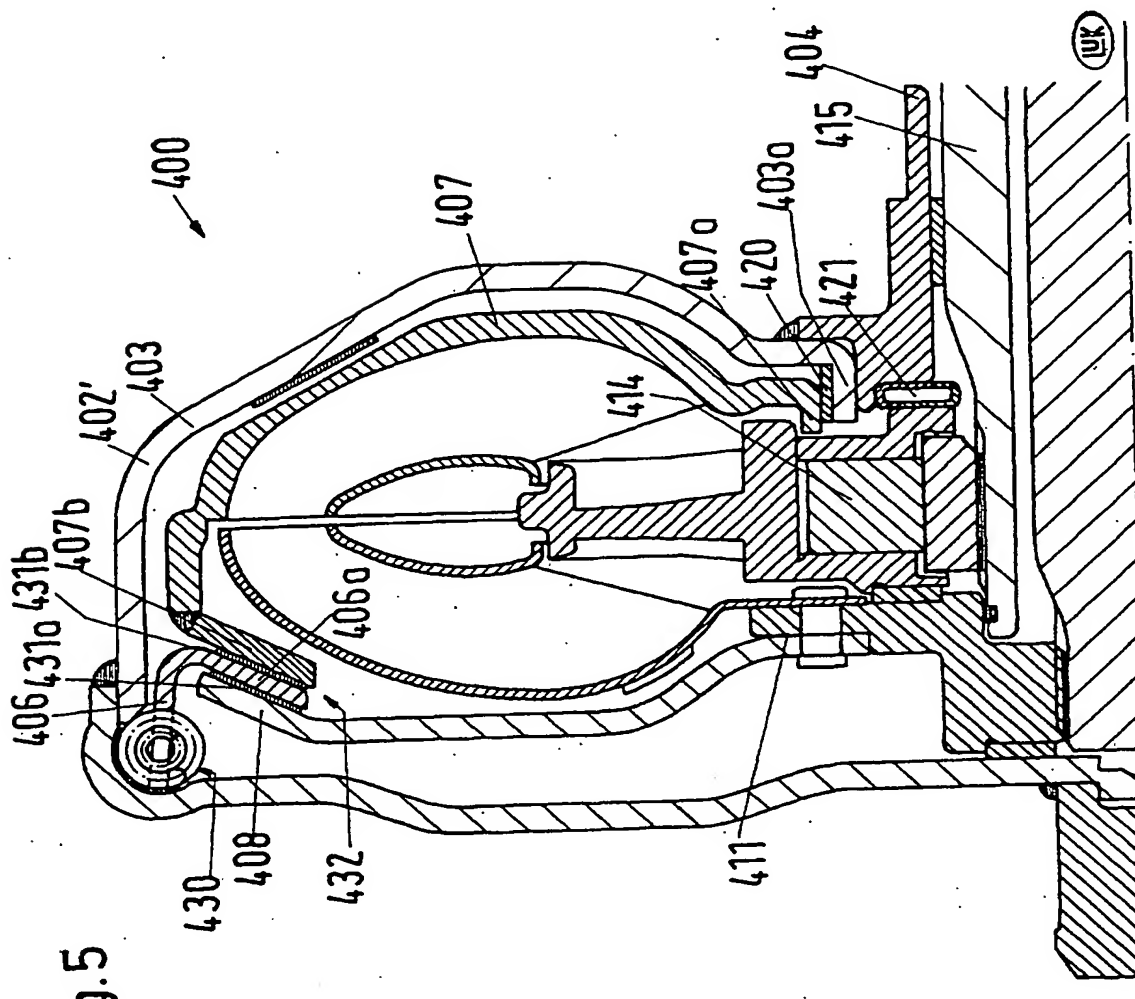


Fig. 5

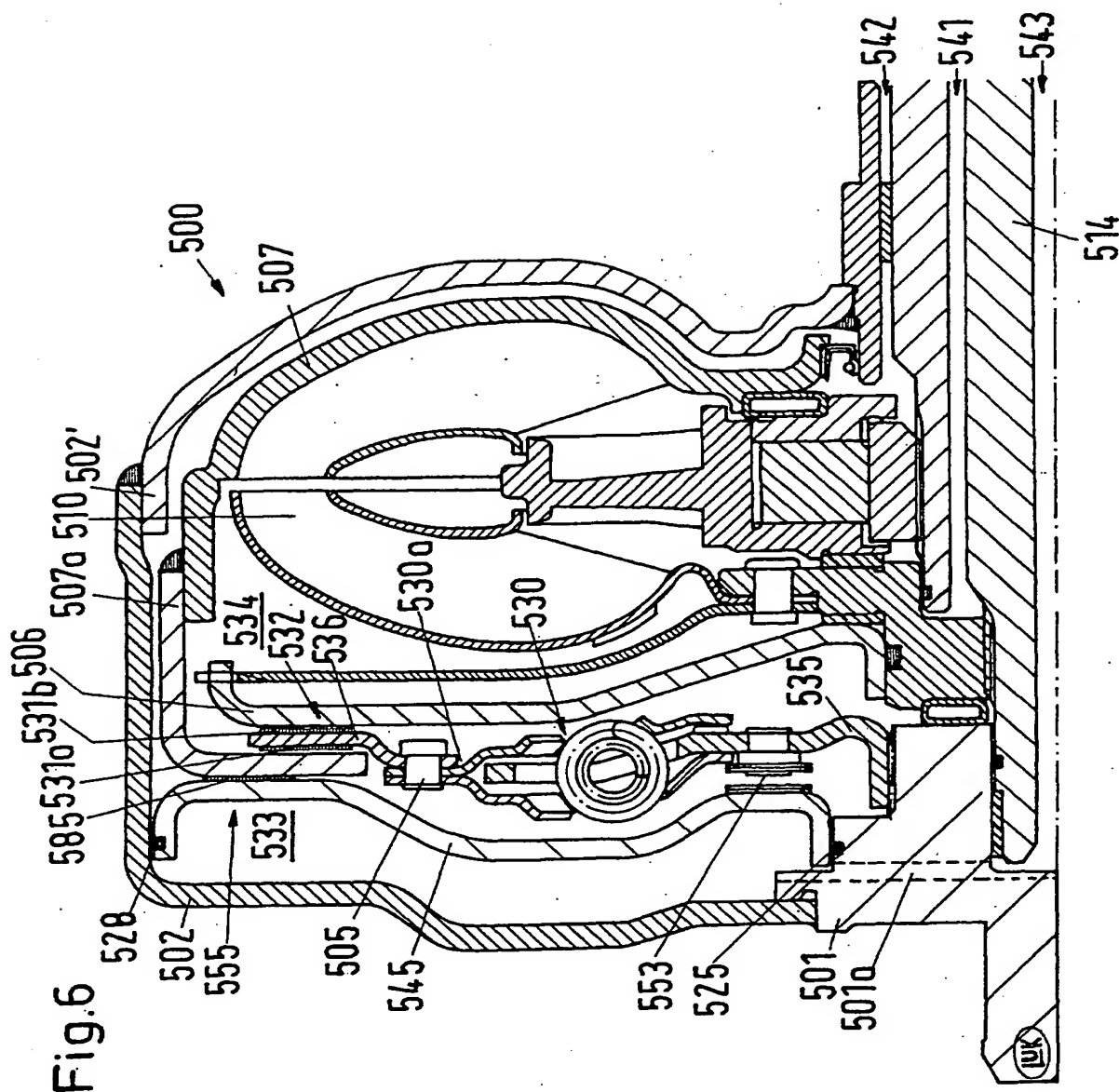


Fig.7

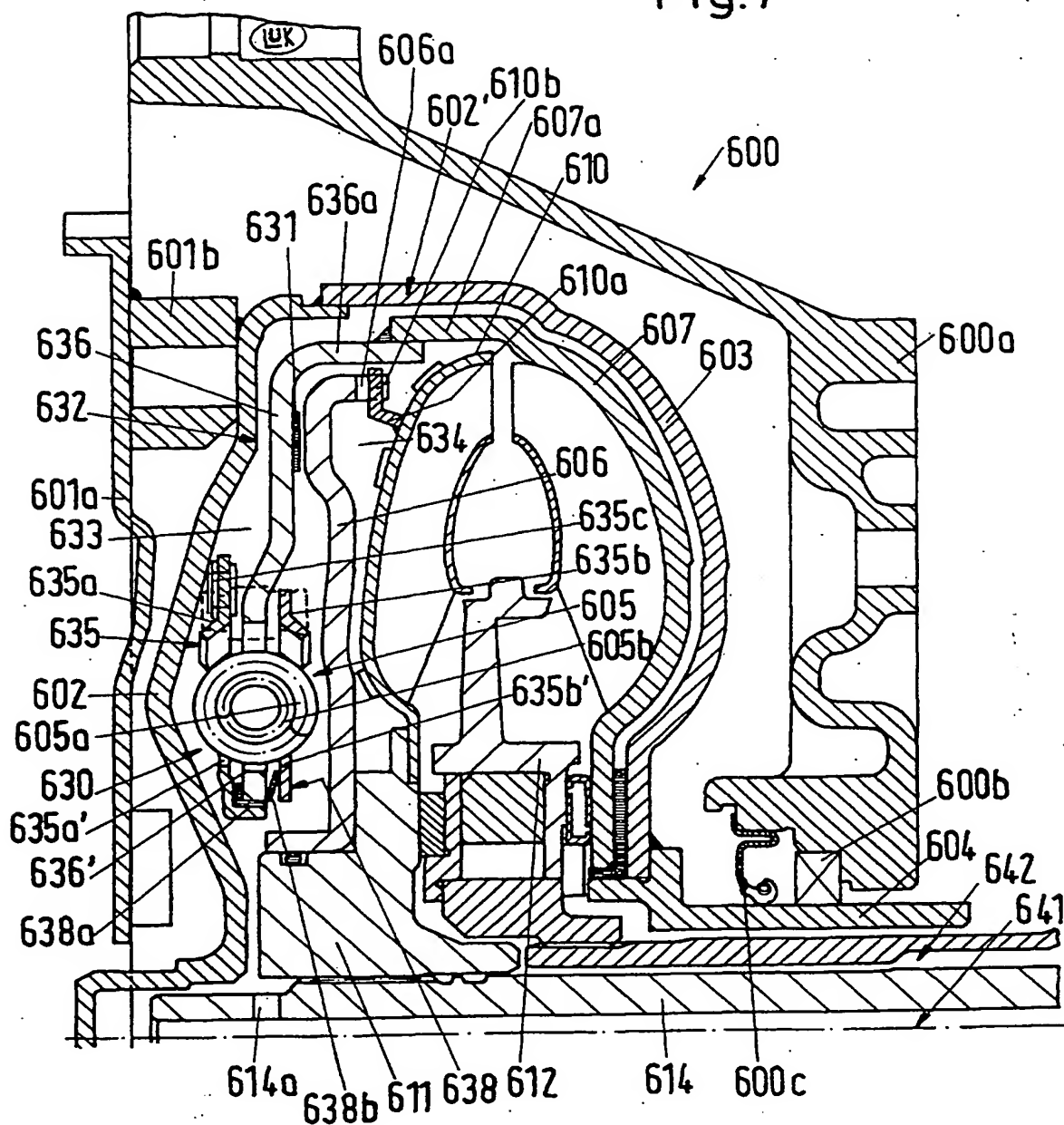




Fig.8

